

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL
ENGINEERING ENERGY INSTITUTE

KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ HYDROSTATICKÝCH ČERPADEL

POSITIVE DISPLACEMENT PUMP DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

TOMÁŠ HOMOLA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. ROMAN KLAS, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Tomáš Homola

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Konstrukční provedení hydrostatických čerpadel

v anglickém jazyce:

Positive displacement pump design

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Přehled používaných uspořádání hydrostatických čerpadel by měl být spojen s jejich krátkým popisem a rozbořem. V práci budou uvedeny základní výpočtové vztahy, přičemž se autor práce může zaměřit i na konkrétní části jejich konstrukce.

Cíle bakalářské práce:

Získání znalostí o dosud využívaných konstrukčních variantách hydrogenerátorů s ohledem na jejich nedostatky, výhody a oblasti použití. Měl by být utvořen i základní náhled do některých problémů při jejich návrhu.

Seznam odborné literatury:

Bláha, J. - Brada, K.: Hydraulické stroje, Praha, 1992.

Bláha, J. - Brada, K.: Příručka čerpací techniky, Praha, 1997.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Roman Klas, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku
2013/2014. V Brně, dne 14.11.2013

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce je zaměřena na konstrukční provedení hydrostatických čerpadel. Na začátku bakalářské práce je popsáno základní rozdělení hydrostatických čerpadel, základní, výpočtové vztahy a charakteristika použitých kapalin. Mezi základní výpočtové vztahy patří: skutečný průtok, kroutící moment, účinnost a příkon. Dále je u jednotlivých typů čerpadel popsán princip funkce, vlastnosti, využití, výhody a nevýhody. Na konci práce je zmíněn aktuální výzkum, který se zabývá silovou analýzou Gerotorových čerpadel, kde je cykloidní převod vyroben z termoplastu (POM).

KLÍČOVÁ SLOVA

Konstrukční provedení hydrostatických čerpadel, zubová čerpadla, lamelová čerpadla, vřetenová čerpadla, pístová čerpadla, Gerotorová čerpadla z POM

ABSTRACT

The bachelor thesis is focused on positive displacement pump design. At the beginning of the bachelor thesis is described basic division of hydrostatic pumps, basic calculation relations and characteristic of liquids. The basic calculation relations are: actual flow, torque, efficiency and power consumption. Furthermore, in the individual pump types are described principle function, characteristics, uses, advantages and disadvantages. At the end of the thesis is mentioned current research, which conversant analysis of the force Gerotor pumps, where the cycloidal transfer made from thermoplastic (POM).

KEY WORDS

Positive displacement pump design, gear pumps, vane pumps, screw pumps, piston pumps, Gerotor pump of POM

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HOMOLA, T. *Konstrukční provedení hydrostatických čerpadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 38s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že bakalářskou práci na téma „*Konstrukční provedení hydrostatických čerpadel*“ jsem vypracoval samostatně pod odborným dohledem vedoucího bakalářské práce Ing. Romana Klase, Ph.D. a uvedl jsem všechny podklady a použitou literaturu.

V Brně dne:

Podpis:

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Romanu Klasovi, Ph.D. za odborné vedení a rady při řešení práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a kamarádům, kteří mě podporovali při studiu na vysoké škole.

OBSAH

Úvod.....	10
1. Základní rozdělení	11
2. Charakteristika čerpadel	11
3. Kapalina.....	15
3.1. Vlastnosti kapalin.....	15
3.2. Používané kapaliny	17
3.3. Filtrace kapalin.....	17
4. Zubová čerpadla	18
4.1. Zubová čerpadla s vnějším ozubením	18
4.2. Zubová čerpadla s vnitřním ozubením.....	20
4.3. Zubová čerpadla GEROTOR	21
4.4. Zubová čerpadla LOBE.....	23
5. Lamelová čerpadla.....	24
5.1. Lamelová čerpadla s lamelami v rotoru	25
5.2. Lamelová čerpadla s lamelami ve statoru	26
6. Vřetenová čerpadla	27
7. Pístová čerpadla.....	28
7.1. Axiální pístová čerpadla.....	29
7.2. Radiální pístová čerpadla	30
8. Aktuálně řešený výzkum: Silová analýza cykloidního převodu z polyoxymetylen u gerotorového čerpadla.....	31
8.1. Charakteristika POM.....	31
8.2. Návrh gerotorového čerpadla	32
1.1. Výběr a silová analýza POM.....	33
Závěr	35
Použitá literatura	36
Seznam použitých veličin	38

Úvod

První čerpadla byla vynalezena o několik století zpět. Bylo to ve starověku, kde je používali lidé k čerpání vody. Jako pohon používali buď lidskou, nebo zvířecí sílu. Postupem času se konstrukce čerpadel vyvíjela. K největšímu zvratu došlo po druhé světové válce, kde se místo vody začaly čerpat i ostatní kapalné látky jako např. olej, který sloužil k mazání strojů. Za tuto dlouhou historii vývoje vzniklo mnoho typů čerpadel.

Čerpadla jsou v dnešní době jedny z hlavních zařízení průmyslových systémů. Největší uplatnění mají v jaderné a tepelné energetice. Hned potom se využívají v potravinářském a chemickém průmyslu.

V čerpadlech dochází k přeměně mechanické energie na energii hydraulickou. Hydraulická energie se skládá z tlakové a kinetické energie. Jako pohon se používá motor. Čerpadla dopravují kapaliny odlišných vlastností. Kromě základní kapaliny vody mohou čerpadla čerpat např. ropu, roztavené kovy, kyseliny, maltu a mnoho dalších kapalin.

Podle principu práce se čerpadla dělí do třech základních skupin a to na:

1. *Hydrodynamická* – nazývaná odstředivá, kde dochází k nepřímé přeměně mechanické energie v kinetickou a potenciální energii kapaliny. V difuzoru se mění kinetická energie na energii tlakovou.

2. *Hydrostatická* – jsou objemová čerpadla s přímou přeměnou mechanické energie na energii potenciální. Principem hydrostatických čerpadel je nasátí kapaliny do určitého prostoru a následné vytlačení změnou objemu. Kinetická energie je zanedbatelná. Čerpadla mohou pracovat i obráceně jako hydromotory, když do nich přivádíme tlakovou tekutinu.

V dnešní době se čerpadla používají ve výrobních strojích (obráběcí, tvářecí a hutnické stroje), manipulátorech, robotech, leteckém a automobilovém průmyslu, atd. Hydrostatická čerpadla mají široké uplatnění v jakémkoli průmyslu. Např. v automobilovém průmyslu se čerpadla používají pro posilovače řízení, ostřikovače, olejová čerpadla, v papírenském průmyslu pro rozvod vody, v potravinářském průmyslu pro čerpání čokolády, kakaového másla, majonézy, jablečného pyré, atd., v kosmetickém průmyslu pro čerpání pasty, krémů, šampónů, atd.

3. *Speciální* – do této skupiny patří např. čerpadla proudová, plynotlaká a elektromagnetická.

V každé z těchto skupin dochází k dalšímu dělení čerpadel, které pracují na stejném principu, ale liší se buď konstrukcí, nebo odlišnými vlastnostmi.

1. Základní rozdělení

Čerpadla patří mezi jedny z nejdůležitějších mechanických strojů v oblasti průmyslu. Používají se k přepravě kapalných, polo-kapalných a sypkých materiálů. Existuje velké množství provedení čerpadel, které se od sebe liší různými vlastnostmi (objemový průtok, výkon, moment, možnost čerpat kapaliny o různých viskozitách a teplotách, atd.).

Podle konstrukce dělíme čerpadla na:

- zubová
- lamelová
- vřetenová
- pístová

Při volbě druhu čerpadla rozhodují tyto vlastnosti:

1. maximální pracovní tlak – závislý na konstrukci čerpadla.
2. účinnost – účinnost vzrůstá se zvětšováním konstrukčních rozměrů. Mezi nejúčinnější čerpadla patří pístová a nejméně účinná zubová.
3. regulační schopnost a reversace – regulace množství dodávané tekutiny se docílí škrcením a to pouze u čerpadel pístových a lamelových. Reversace je možná u většiny typů čerpadel, která mohou pracovat v obou směrech otáčení.
4. stejnosměrnost dodávaného množství – závisí na počtu pracovních prvků čerpadla (písty, zuby, lamely, atd.), čím více prvků, tím větší rovnoměrnost čerpání. Čerpadla pístová s více jak devíti písty, zubová čerpadla s více jak osmnácti zuby a vřetenová čerpadla dosahují velmi dobré stejnosměrnosti dodávaného množství.
5. velikost – velikost je závislá na konstrukci čerpadla a tím i na pracovním tlaku a počtu otáček.
6. jednoduchost výroby a cena – nejjednodušší je čerpadlo zubové a nejsložitější je čerpadlo pístové. Čím je čerpadlo jednodušší, tím je i levnější. [3]

2. Charakteristika čerpadel

Čerpadlo pracuje při reálných podmínkách, jako je např. stlačitelnost kapaliny, vůle mezi činným prvkem a tělesem, vůle v ložiscích a ucpávkách atd. Díky reálným podmínkám se odlišují skutečné charakteristiky od teoretických (ideálních).

- a) Skutečný průtok čerpadla bude menší než teoretický, závisí na tlakové diferenci mezi vstupem a výstupem.
- b) Skutečný kroutící moment na hřídeli bude větší než teoretický při stejném tlakovém spádu mezi vstupem a výstupem. Na kroutící moment mají vliv i mechanické a hydraulické ztráty.
- c) Skutečný příkon je větší než teoretický. [4]

Při přepravě tekutiny v mezerách mezi pohyblivými a pevnými částmi čerpadla z místa vyššího tlaku do místa nižšího tlaku proteče část tekutiny Q_{zG} . Protečené množství závisí na tlakovém rozdílu před a za mezerou (tlakový spád čerpadla $\Delta p_G = p_{2G} - p_{1G}$), tvaru a rozměru mezery a vlastnosti tekutiny (viskozita a stlačitelnost). Díky stlačitelnosti tekutiny bude objem i průtok na výstupu menší než na vstupu. Část průtoku Q_{zG} proteče zpátky do vstupu přes tzv. „svodový odpor“, což má za následek nedostatečné zaplnění pracovního objemu. [4]

$$Q_G = Q_{tG} - \sum Q_{zG} \quad [m^3/s] \quad (2.1)$$

Z rovnice (2.1) je skutečná průtoková charakteristika znázorněna na obr. 2.1.

Skutečný průtok čerpadla Q_G v ustáleném stavu je úměrný teoretickému průtoku Q_{tG} . Koeficientem úměrnosti je proměnná veličina nazývaná průtoková účinnost η_{QG} . Průtokovou účinnost nám udává výrobce, je to závislost otáček na tlaku při konstantní viskozitě. [4]

$$Q_{tG} = V_0 * n \quad [m^3/s] \quad (2.2)$$

$$Q_G = \eta_{QG} * Q_{tG} \quad [m^3/s] \quad (2.3)$$

Kroutící moment je závislý na odporu proudění kapaliny v čerpadle a na mechanických odporech (kluzné plochy). Výsledný moment je: [4]

$$M_G = M_{tG} - \sum M_{zG} \quad [Nm] \quad (2.4)$$

Průběh kroutícího momentu je znázorněn na obr. 2.2.

Skutečný kroutící moment se dá vyjádřit pomocí koeficientu tlakové úměrnosti η_{pG} (tlaková účinnost) a teoretického momentu M_{tG} . [4]

$$M_{tG} = P_{tG}/\omega \quad [Nm] \quad (2.5)$$

$$M_G = M_{tG}/\eta_{pG} \quad [Nm] \quad (2.6)$$

Tlaková účinnost je dána vztahem

$$\eta_{pG} = \Delta p_G / (\Delta p_G + \Delta p_{zG}) \quad [Nm] \quad (2.7)$$

Přenos výkonu čerpadla v ustáleném stavu se rovná celkové účinnosti η_{cG} , kterou nám udává výrobce. [4]

$$G_{pG} = \eta_{cG} = \frac{\text{výkon odevzdaný}}{\text{výkon přivedený}} \quad (2.8)$$

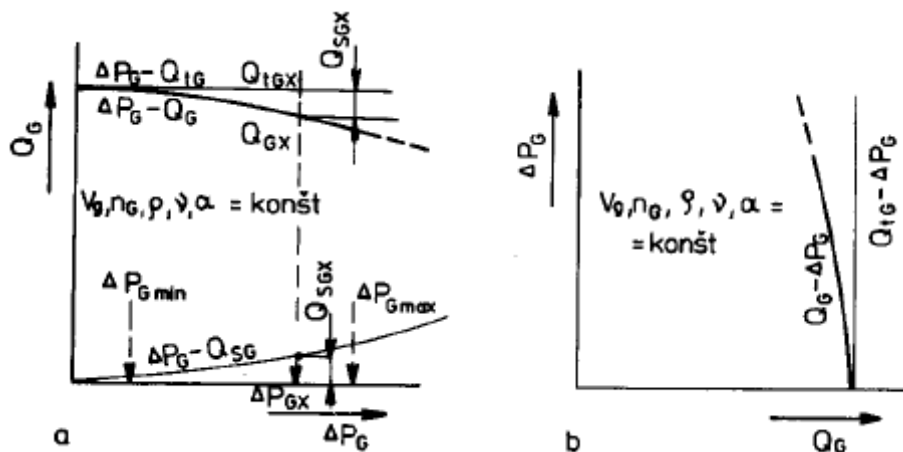
Skutečný příkon čerpadla je závislý na celkové účinnosti a teoretickém příkonu čerpadla.

$$P_{tG} = Q_{tG} * \Delta p \quad [W] \quad (2.9)$$

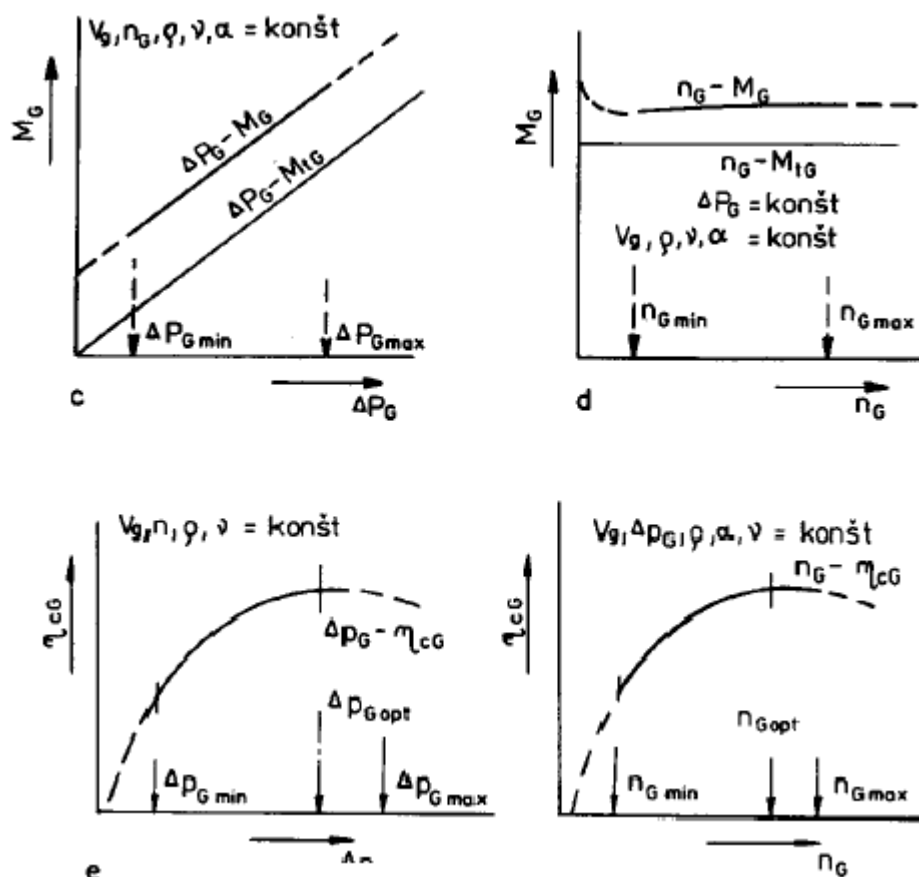
$$P_G = P_{tG}/\eta_{cG} \quad [W] \quad (2.10)$$

Celková účinnost je součinem průtokové a tlakové účinnosti. Průběh účinnostní charakteristiky je na obr. 2.2. [4]

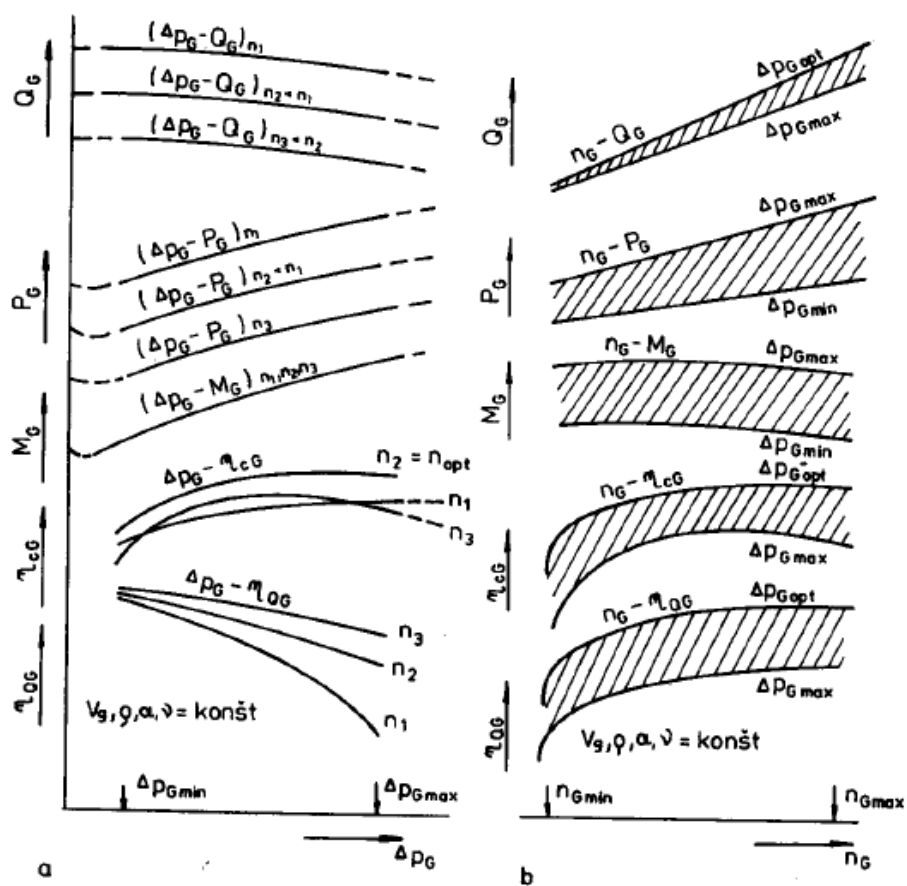
$$\eta_{cG} = \eta_{QG} * \eta_{pG} \quad (2.11)$$



Obr. 2.1. Průtoková charakteristika, a) závislost $\Delta p_G - Q_G$, b) závislost $Q_G - \Delta p_G$ [4]



Obr. 2.2. Momentová charakteristika, c) závislost $\Delta p_G - M_G$, d) závislost $n_G - M_G$; Účinnostní charakteristika, e) závislost $\Delta p_G - \eta_{cG}$, f) závislost $n_G - \eta_{cG}$ [4]



Obr. 2.3. Statické charakteristiky, a) závislost na tlaku, b) závislost na otáčkách

3. Kapalina

Kapalina slouží k přenosu energie nebo práce v hydraulickém obvodu. Při přenosu je kapalina vystavena namáhání mechanickému (tlakovému) a chemickému (působení vzduchu a teploty), je proto nutné na kapalinu pohlížet jako na každý jiný důležitý prvek v čerpadle a při volbě ji věnovat patřičnou pozornost. Požadavky na kapalinu jsou vysoké kvůli její důležité funkci, avšak tím je zaručena spolehlivost práce. [2]

Požadavky:

- dobré mazací vlastnosti
- chemická stálost
- dlouhá životnost při změnách tlaku a teploty
- malá změna viskozity v rozmezí teplot
- nekorozivnost
- dostupnost a nízká cena

Namáhání kapalin:

- a) Mechanické namáhání: při práci, která je dána stlačením kapaliny v čerpadle a následným expandováním na výstupu, dále je kapalina namáhána tlakovými pulzacemi čerpadla.
- b) Tepelné namáhání: při přenosu kapaliny vlivem odporu dochází ke zvyšování její teploty.
- c) Chemické namáhání: při styku kapaliny se vzduchem dochází k oxidaci kapaliny a při zvyšování teplot nebo tlaku probíhají různé chemické reakce. [4]

3.1. Vlastnosti kapalin

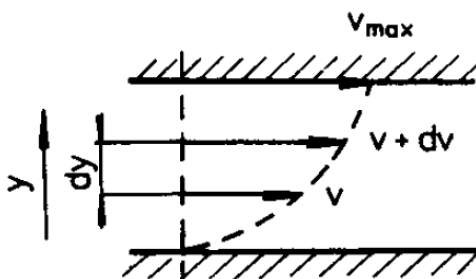
Vlastnosti kapaliny se posuzují podle následujících parametrů:

a) Viskozita

Viskozita je vlastnost, která u reálných kapalin klade odpor vzájemného pohybu mezi vrstvy kapalin vlivem vnitřního tření. Smykové napětí τ na zvolené ploše je úměrné gradientu rychlosti (Obr. 3.1). Symbolem μ_k je označena dynamická viskozita. Často bývá dynamická viskozita přepočítávána na kinematickou viskozitu ν . Viskozita kapaliny závisí na tlaku a teplotě. Viskozita se zvyšováním teploty snižuje a se zvyšováním tlaku zvyšuje. [4]

$$\tau = \mu_k * \frac{dv}{dy} \quad [\text{Pa}] \quad (3.1.)$$

$$\nu = \frac{\mu_k}{\rho} \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad (3.2.)$$



Obr. 3.1. Smykové napětí v kapalině [4]

b) Stlačitelnost

Ke stlačitelnosti dochází zvyšováním tlaku, kdy kapalina zmenšuje svůj objem. Stlačitelnost je charakterizována součinitelem objemové stlačitelnosti β_p , což je poměr objemu ku tlaku. V_0 je počáteční objem a V je objem po stlačení.

$$\beta_p = \frac{1}{V_0} * \frac{dV}{dp} \quad [\text{Pa}^{-1}] \quad (3.3.)$$

Převrácená hodnota objemové stlačitelnosti se nazývá modul objemové pružnosti K_k . Vliv na modul objemové pružnosti má obsah nerozpuštěného plynu v kapalině. Čím je větší koncentrace plynu v kapalině, tím se zmenší modul pružnosti, kdy se stává kapalina více stlačitelnou. [4]

$$K_k = 1/\beta_k \quad [\text{Pa}] \quad (3.4.)$$

c) Teplotní roztažnost

S rostoucí teplotou se zvyšuje objem kapaliny. Součinitel objemové roztažnosti γ je charakterizován změnou objemu a tlaku. [4]

$$\gamma = \frac{1}{V} * \frac{dV}{dT} \quad [\text{K}^{-1}] \quad (3.5.)$$

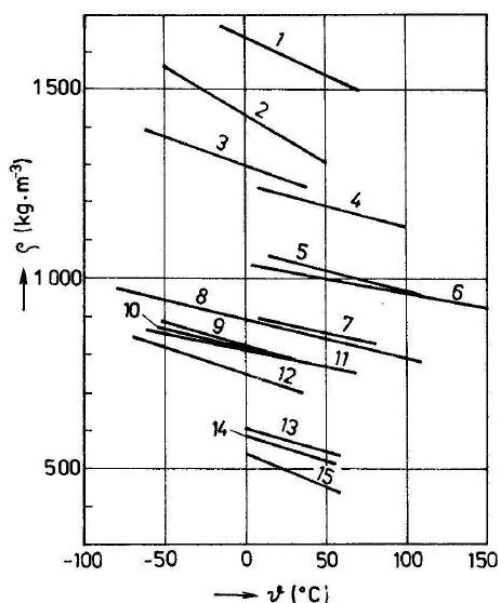
d) Hustota

Hustotu můžeme definovat jako závislost hmotnosti na objemu. Se zvyšující se teplotou se snižuje hustota a tato závislost souvisí s teplotní roztažností kapalin (3.7.). Se vzrůstajícím tlakem hustota mírně roste (3.8.). [4]

$$\rho = \frac{dm}{dV} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (3.6.)$$

$$\rho_T = \rho_{T0} * (1 + \gamma * \Delta T) \quad [\text{kg/m}^3] \quad (3.7.)$$

$$\rho_p = \rho_{p0} * (1 + \beta_p * \Delta p) \quad [\text{kg/m}^3] \quad (3.8.)$$



Obr. 3.2. Závislost hustoty kapalných chemických sloučenin na teplotě

1 – chlorid sodný; 2 – kyselina siřičitá;
3 – sirouhlík; 4 – kyselina mravenčí;
5 – kyselina octová; 6 – anilin;
7 – benzol; 8 – toluol;
9 – metylalkohol; 10 – aceton;
11 – etylalkohol; 12 – ether;
13 – n-butan; 14 – i-butan;
15 – propan [4]

3.2. Používané kapaliny

Pro přenos energie se většinou používají minerální oleje, protože splňují množství požadavků kladené na kapalinu. Mají dobrou těsnicí schopnost, jsou nekorozivní, dobrá chemická stálost, dokonalé mazací vlastnosti, velké množství provedení dle viskozity, některé s nízkým bodem tuhnutí (možnost využití venku).

Pro přenos energie s nebezpečím vzniku ohně nebo s přenosem za vysokých teplot se používají nehořlavé kapaliny. Nehořlavé kapaliny se dále dělí na:

- a) Kapalina obsahující vodu s emulzním roztokem, který je koncentrován ve vodě (do 25%). Používá se pro přenos s menšími nároky, teplota do 50°C a tlak do 25MPa. Směsí vody a glykolu (35 až 55%) vznikají kapaliny s nízkým bodem tuhnutí a dobrými mazacími vlastnostmi. Pracovní teploty jsou v rozmezí od -5 do 60°C a tlaky do 16MPa
- b) Syntetické oleje neobsahují vodu, nehořlavost těchto kapalin je docílena různými chemickými přísadami (estery kyseliny fosforečné, fluorovodíky a chlorovodíky). Pracovní teploty do -40 do 160°C a tlaky do 25MPa. Velkou nevýhodou těchto olejů je jejich cena, která bývá 50krát větší než u minerálních olejů. Dalšími nevýhodami jsou: napadání těsnících materiálů a jsou škodlivé zdraví.

Současné kapaliny pro přenos energie škodí životnímu prostředí, proto je snaha vyvíjet nové kapaliny s lepšími ekologicko-technicko-ekonomickými vlastnostmi (snaha o používání pracovní kapaliny vodu). [2] [4]

3.3. Filtrace kapalin

Filtrace kapalin je důležitou součástí v hydraulickém systému, která zaručuje životnost a spolehlivost. Nárok na čistotu je zvýšen s narůstajícím tlakem, kde nečistoty způsobují pokles průtokové účinnosti, zvýšení třecích sil až na několikanásobek původní hodnoty. Podle vzniku se nečistoty dělí na:

- a) Primární – nečistoty vzniklé plněním kapaliny do obvodů, třísky, prach, otřepy kovů, atd.
- b) Nečistoty vzniklé funkcí – opotřebení, koroze, eroze, kavitace
- c) Nečistoty z kapaliny – při změnách tlaku a teploty dochází k chemickým reakcím, které vedou ke změně složení kapaliny.

Podle způsobu a principu filtrace se rozdělují čističe na dva základní typy. Prvním typem je průtokový čistič neboli filtr, ve kterém se nečistoty zachycují při průtoku pomocí propustné stěny (sítové, šterbinové a průlinčité čističe), druhým typem je odlučovací čistič, kde se nečistoty odstraňují pomocí vnějších sil (usazovací, odstředivé a magnetické čističe). [3]

Filtry lze do hydraulického systému umístit na různá místa v obvodu, a proto lze čističe dále rozlišovat na:

- a) Sací – umístěn v sacím potrubí čerpadla, má velkou filtrační plochu (lze použít několik filtrů vedle sebe), měl by umožňovat čištění za provozu.
- b) Tlakový – umístěn ve výtlačném potrubí čerpadla, musí být navržen tak, aby odolával maximálnímu provoznímu tlaku (až 45MPa), měl by zachycovat i jemné nečistoty vzniklé opotřebením.
- c) Odpadní – umístěn v obvodu, kde dochází k zpětnému vedení kapaliny. Filtr by neměl mít příliš velký odpor, aby nedocházelo k porušení funkce systému. Odpadní filtry jsou navrženy pro tlak do 1,6MPa

4. Zubová čerpadla

Zubová čerpadla patří k nejvyužívanějším a nejrozšířenějším typům čerpadel. Principem je přenášení malých dávek tekutiny z vstupního prostoru do výtlačného prostoru pomocí jednoho nebo více ozubených kol otáčejících se v uzavřené komoře. Tekutina se přenáší v zubových mezerách. Prostory jsou odděleny stykem zubů obou kol.

Regulace u tohoto druhu čerpadel je celkem přesná tím, že známe velikost, počet zubů a počet vzniklých komůrek, ve kterých se nám přenáší tekutina. Z této znalosti se pak dá snadno spočítat, jaký objem proteče za jednu otáčku. Díky této regulaci se mohou čerpadla využívat u automatických plnicích zařízení. [2][3][4][5]

Vlastnosti zubových čerpadel:

- snadná regulace
- jednoduchost, výrobní nenáročnost
- dobře čerpají obtížně tekoucí tekutiny
- vhodné pro nízké i vysoké tlaky

Rozdělení zubových čerpadel:

- s vnějším ozubením
- s vnitřním ozubením
- provedení Gerotor
- provedení Lobe

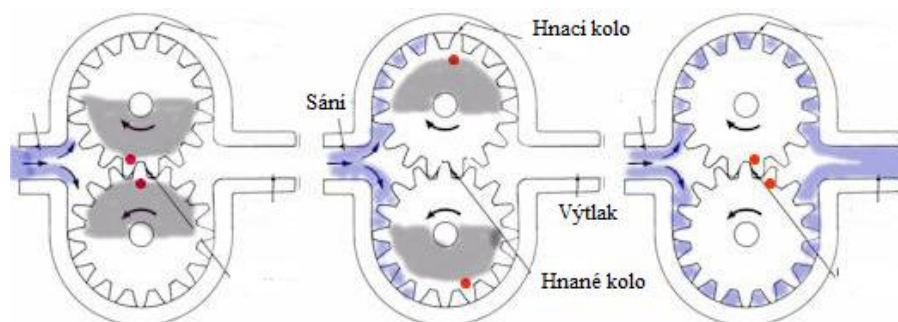
Zubová čerpadla s vnějším a vnitřním ozubením lze dále dělit na:

- přímé ozubení
- šikmé ozubení
- šípové ozubení

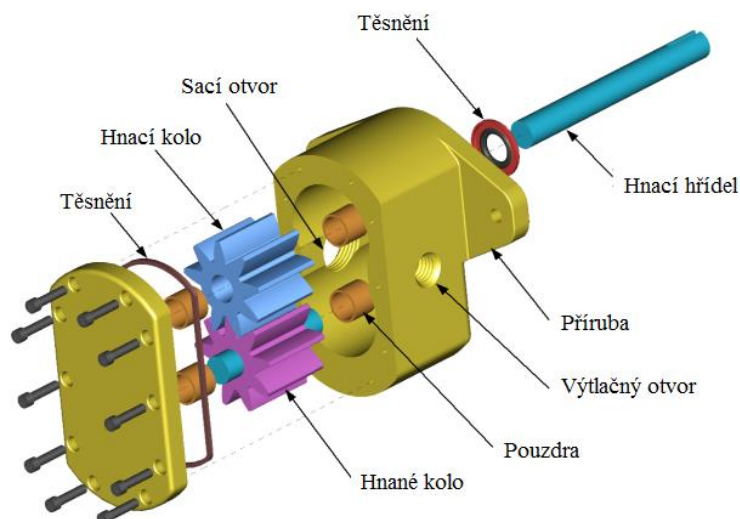
4.1. Zubová čerpadla s vnějším ozubením

Zubové čerpadlo s vnějším ozubením se skládá z rotujících ozubených kol stejných rozměrů, které jsou spolu v záběru. Jedno z ozubených kol je uloženo na hnací hřídeli. Hřídele jsou uloženy v ložiscích. *Ozubená kola jsou s malými bočními a vrcholovými vůlemi uložena v tělese.* [4, str. 83]. Ozubení na sací straně jdou společně do záběru a proti stěnám vytváří prázdné kapsy, které jsou plněny díky atmosférickému tlaku. V těchto kapsách dochází k transportu čerpané tekutiny od sací části pomocí prázdných kapes do výtlačku. [4][5]

Charakteristická rovnice pro geometrický objem: $V_0 = \pi * m * z * b * h$ (4.1.)



Obr. 4.1. Jednotlivé fáze funkce zubového čerpadla s vnějším ozubením [5]



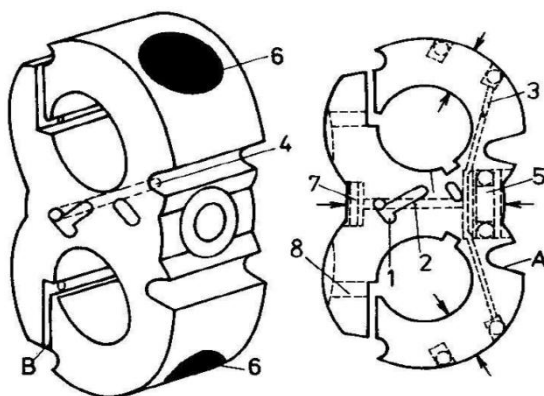
Obr 4.2. Popis zubového čerpadla s vnějším ozubením [6]

Vlastnosti:

- průtok 0,2 až 800 litrů/min
- výtlačný tlak 15 až 200 barů
- rychlost pohonu do 3500 ot/min
- teplota produktu od -30°C do 300°C
- viskozita produktu od 0,5 až do 300 000 cP
- dosažitelná přesnost průtoku od 0,5%

Využití:

- olejová čerpadla ve strojích a autech
- strojírenský průmysl
- farmaceutický průmysl
- papírenský průmysl
- pivovary
- vodní hospodářství a čistírny vody
- dávkování chemických látek



Obr 4.3. Pružné ložiskové pouzdro k řízení vůlí [1]

1,2,3 – kanálky k vymezení radiální vůle;
4 – kanálek k vymezení axiální vůle; 5 – tlaková opěrka; 6 – opěrka přítlaku; 7 – zátka; 8 – odlehčovací otvor; A, B – pružící závěry

U čerpadel vznikají boční a vrcholové vůle, které poskytují otočné uložení ozubených kol v tělese čerpadla, díky těmto vůlím dochází k poklesu objemové účinnosti, proto je nutné radiální a axiální vůle kompenzovat konstrukčními úpravami, umožňujícími samočinné zmenšování vůlí s rostoucím tlakem tekutiny tak, aby objemová účinnost klesala co nejméně. Ke zmenšení vůlí nám slouží tzv. pružné ložiskové pouzdro, které nám kompenzuje tyto vůle. Na pružném ložiskovém pouzdře jsou zářezy A a B, vymežující vůle čepů ozubených kol. K vymezení radiální vůle nám slouží kanálky 1,2,3 a kanálek 4 k vymezení axiální vůle. Opěrka 5 určuje radiální vůli přitlačujícího ložiskového pouzdra k tělesu. Opěrky 6 působí proti radiální vůli a zátka 7 je určena k těsnění ložiskového pouzdra. [1]

Dále k velkým objemovým ztrátám dochází mezi čepy ložisek a boky (axiální vůle). Axiální vůle má také velký vliv na objemovou účinnost, proto se snažíme tyto vůle dělat co nejmenší. Při dodržování takto malých vůlí při výrobě musí být vůle vázány kolmostí a sousostí několika součástí. Avšak během provozu se tyto vůle zvětšují vlivem opotřebení, proto je nutné tyto vůle kompenzovat. Existuje velké množství řešení kompenzace axiálních vůlí, jednou z nich je vložka, která je přitlačována k boku kola. Přitlačování bývá prováděno pomocí několika pístků s pružinami nebo působením oleje přivedeného z výtlačného prostoru čerpadla. [2]

Výhody:

- jednoduchost, výrobní nenáročnost
- spolehlivost
- vhodné pro vysoké rychlosti
- vhodné pro vysoké tlaky
- plynulý průtok a přesné dávkování

Nevýhody:

- nelze čerpat pevné či sypké materiály
- malé tolerance
- vhodné pro malé a střední průtoky
- ložiska v kontaktu s čerpaným produktem

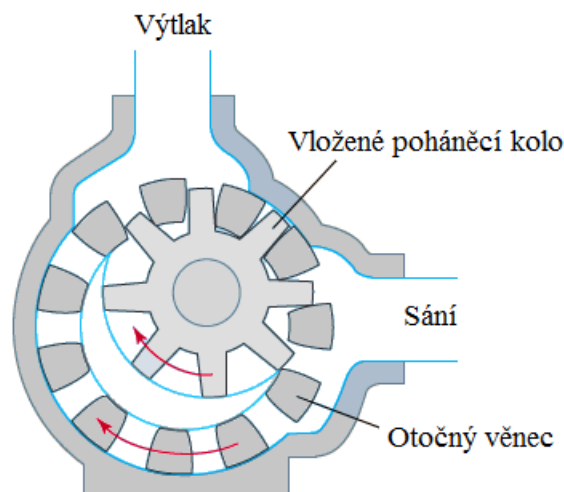
4.2. Zubová čerpadla s vnitřním ozubením

Zubová čerpadla s vnitřním ozubením pracují obdobně jako zubová čerpadla s vnějším ozubením. V tělese je uložené ozubené kolo s vnějším ozubením (poháněné a uložené v ložiscích hřídele), které spolu s vnitřním ozubeným kolem (otočný hnaný věnec) tvoří spolu zabírající soukolí. Do volného prostoru mezi ozubená kola je vložen srpkovitý oblouk (půlměsíc), který odděluje vstupní prostor od výstupního a těsní zubové mezery. Tento oblouk je součástí tělesa, s kterým je pevně spojen. [3][4][5]

Charakteristická rovnice pro geometrický objem: $V_0 = \pi * m * z * b * h$ (4.2.)



Obr 4.4. Jednotlivé fáze funkce zubového čerpadla s vnitřním ozubením [5]



Obr 4.5. Popis zubového čerpadla s vnitřním ozubením [7]

Vlastnosti:

- průtok až 6000 litrů/min
- výtlačný tlak do 30 barů
- viskozita produktů od 0 až po stovky tisíc cP
- rychlost pohonu 1000 – 1800 ot/min
- teplota produktu od -60°C až do 400°C

Využití:

- čerpání barev a laků
- mazlavé potravinářské barvy (čokoláda, kakaové máslo, majonézy, jablečné pyré, atd.)
- čerpání elektrolytu, silikonového oleje, tekutého dehtu
- čerpání médií s pevnými částicemi

Výhody:

- pouze dvě pohyblivé části
- větší délka záběru (pozvolnější plnění a vyprazdňování)
- nízká hlučnost
- robustní konstrukce
- plynulý nepulzující tok
- teplotní odolnost
- samonasávací funkce
- ideální pro velké průtoky
- ideální pro vysoce viskozitní kapaliny
- dlouhá životnost
- nepulzující tok

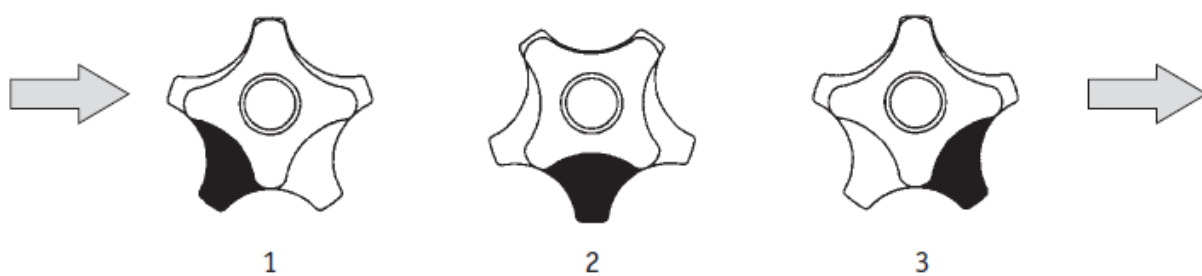
Nevýhody:

- použitelnost pro menší tlaky

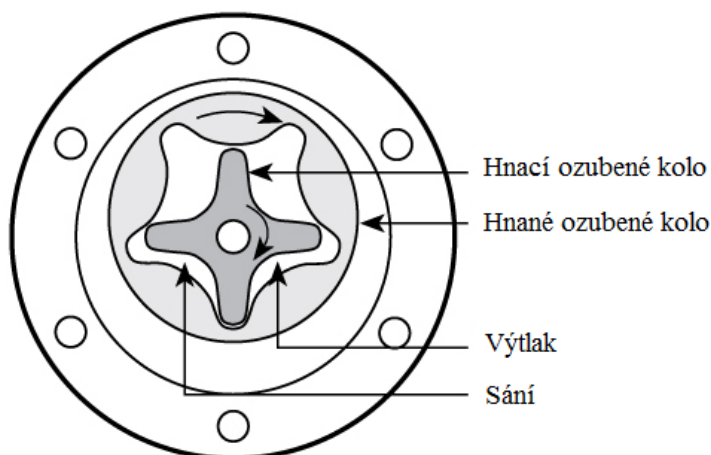
4.3. Zubová čerpadla GEROTOR

Zubová čerpadla Gerotor jsou speciálním druhem čerpadel s vnitřním ozubením, kde chybí srpkovitý oblouk. Čerpadlo se skládá z vnitřního hnacího kola s cykloidním ozubením a otáčivého prstence, který má o jeden zub méně než pastorek. Princip je založen na nabírání tekutiny do zubové mezery. Zubové mezery se v průběhu otáčení zmenšují a vytlačují tekutinu až do výtlačného otvoru.[3][4][5]

Charakteristická rovnice pro geometrický objem: $V_0 = \pi * m * z * b * h$ (4.3.)



Obr 4.6. Jednotlivé fáze funkce zubového čerpadla GEROTOR [5]



Obr 4.7. Popis zubového čerpadla GEROTOR [8]

Vlastnosti:

- průtok jen do cca 300 l/min
- výtlačný tlak do cca 10 barů
- viskozita produktů 1 až 800 cP
- rychlosti pohonů do cca 2000 ot/min
- teplota produktu od -30°C do 100°C

Využití:

- pro lehká paliva, oleje, hydraulické kapaliny
- cirkulace oleje v chladících a filtračních okruzích
- cirkulace oleje v průmyslových hydraulických zařízeních
- plnění a vyprazdňování nádrží

Výhody:

- může pracovat obousměrně
- velmi tichý provoz
- nízké tlakové pulsace objemového toku
- skvělé sací vlastnosti
- dlouhá životnost
- lehká a kompaktní konstrukce

Nevýhody:

- vhodné pouze pro malé tlaky a průtoky
- jen pro produkty se střední hodnotou viskozity
- nutně malé výrobní tolerance
- větší zatížení ložiska poháněcího hřídele

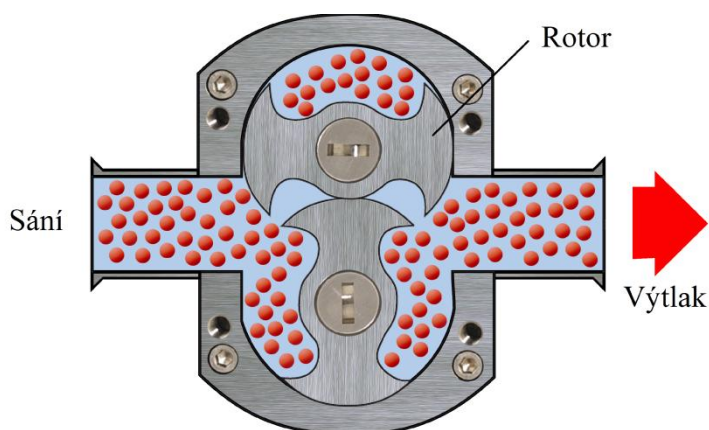
4.4. Zubová čerpadla LOBE

Zubové čerpadlo Lobe, využívá dvou identických rotujících částí, v provedení rotorů se dvěma nebo třemi křídly. Křídla rotorů nabírají tekutinu ze sacího otvoru a pomocí prostoru mezi stěnou čerpadla a rotorem dopraví tekutinu do výtlačného otvoru. Zajímavým faktem je, že se rotory v žádném místě vzájemně nedotýkají mezi sebou ani mezi stěnami čerpadla (dostatečně malá výrobní tolerance), díky tomu dochází k minimálnímu opotřebení. [11]

Charakteristická rovnice pro geometrický objem: $V_0 = \pi * m * z * b * h$ (4.3.)



Obr 4.8. Jednotlivé fáze funkce zubového čerpadla LOBE [9]



Obr 4.9. Popis zubového čerpadla LOBE [10]

Vlastnosti:

- průtok až cca 4000 l/min
- výtlačný tlak do 30 barů
- viskozita produktů od 0 až 500 000 cP
- rychlost pohonu do 700 ot/min
- teplota produktu -40°C až 200°C

Využití:

- zpracování potravin (cukr, sůl, čokoláda, kompoty atd.)
- nápojový průmysl a mlékařenský průmysl
- kosmetický průmysl (pasty, krémy, šampóny atd.)
- papírenský průmysl
- zpracování dřeva
- chemický průmysl

Výhody:

- možnost čerpání i pevných látek
- nedochází k vzájemnému kontaktu částí
- přesné dávkování
- dobrý nasávací efekt
- stabilní nepulzující výstup
- možnost reverzace chodu
- zachování neporušenosti čerpaného produktu

Nevýhody:

- složitější konstrukce
- nutné správné časování rotorů
- drahá výroba a tím i vyšší cena čerpadla
- jen pro nízkotlaké systémy
- větší rozměry
- nižší provozní rychlost pro látky velké viskozity

5. Lamelová čerpadla

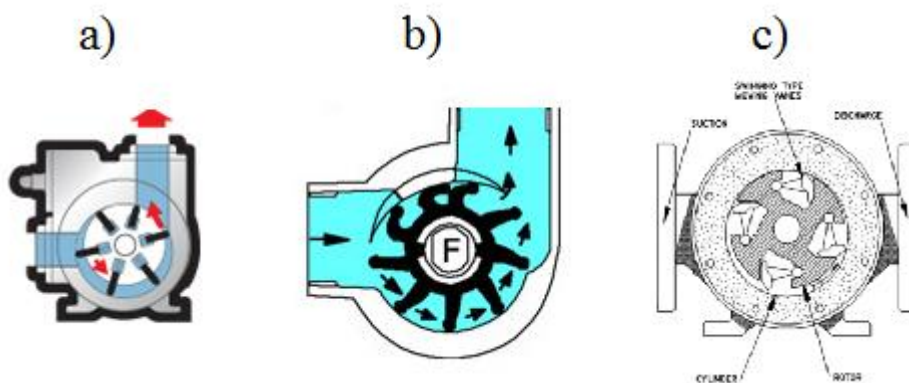
Lamelová čerpadla našla široké uplatnění v hydraulických systémech, díky regulaci množství protečené tekutiny (nepatrná pulzace tlaku). Hlavními částmi jsou otáčející se rotor uvnitř statoru a pohyblivé lamely. [2][3]

Rozdělení lamelových čerpadel:

- Lamelová čerpadla s lamelami v rotoru
- Lamelová čerpadla s lamelami ve statoru

Rozdělení podle provedení lamel:

- s kluznými lamelami (obr. 5.1a) - nejčastější a funkčně nejlepší provedení. Lamely jsou pevné a kopírují stěnu čerpadla, zasouvají a vysouvají se do drážek rotoru.
- s ohebnými lamelami (obr. 5.1b) - rotor a lamela tvoří jednu součást a je většinou vyrobena z gumy. Toto provedení je nejlevnější a konstrukce může mít větší výrobní nepřesnosti.
- s kyvnými lamelami (obr. 5.1c) - odolává vůči nepřesnosti výroby rotoru či statoru, k vymezení vůle dochází pomocí kyvných lamel, které se otírají o stěny statoru. [12]



Obr 5.1. Rozdělení podle provedení lamel [13][14][15]

Vlastnosti:

- průtok cca 60 až 100 l/min
- výtlačný tlak do cca 15 barů (max. 25 barů)
- viskozita produktů od 0,1 do cca 500 cP
- rychlost pohonu až 2000 ot/min
- teplota produktu -100°C až 300°C

Využití:

- chemický a potravinářský průmysl (čerpání alkoholu, rozpouštědel atd.)
- automobily (oběh chladicí kapaliny, olej, palivo)
- hydraulika (nákladní automobily, stavební technika)
- klimatizace, vysoušeče a chladicí systémy
- vakuové pumpy

Výhody:

- čerpání málo viskózních kapalin
- čerpání produktu obsahující větší pevné kousky
- klidný nepulsující průtok
- tichý, spolehlivý a nenáročný provoz
- mohou běžet naprázdno
- velmi dobré sací schopnosti
- provoz při vysokých otáčkách (kluzné provedení)
- menší požadovaný výkon pohonu

Nevýhody:

- jen pro nízko a středotlaké aplikace
- obvykle jen pro menší průtoky
- složitá konstrukce a mnoho komponent, vyšší cena
- méně vhodné pro látky s vysokou viskozitou

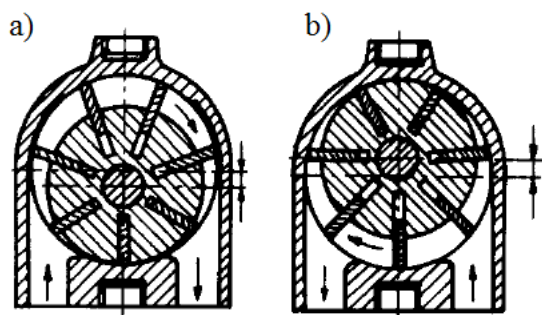
5.1.Lamelová čerpadla s lamelami v rotoru

Nejdůležitějším prvkem jsou výsuvné lamely, které jsou uloženy v drážkách otáčejícího se rotoru. Čelní plochy lamel dosedávají na stěnu statoru a vytváří prostory, v kterých se přenáší tekutina ze sání do výtlačku. Objemová účinnost závisí na těsnosti statoru a čelních ploch lamel, kde vznikají největší objemové ztráty. Těsnosti je docíleno buď pružinami uloženými v drážkách rotoru pod lamelami nebo z výtlačku je přiváděn tlakový olej pod lamely. [2][3]

Rozdělení podle uložení rotoru vůči statoru:

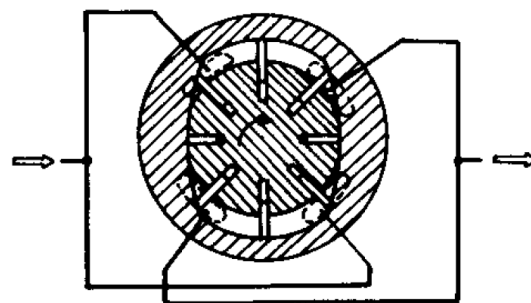
- nevyvážený rotor (obr. 5.2.) – rotor je uložen výstředně vůči statoru. Nevyvážení představuje značnou nevýhodu v tom, že dochází k značnému namáhání ložisek. Tento typ čerpadel se vyrábí buď regulační, nebo neregulační. K regulaci dojde změnou výstřednosti a tím i k změně geometrického objemu. Kdyby byla nulová výstřednost, nedocházelo by k čerpání tekutiny. Při záporné výstřednosti a stejném smyslu otáčení dojde reverzaci průtoku.
- vyvážený rotor (obr. 5.3.) – rotor je uložen uprostřed statoru a tvoří dvě oddělené komory, kde dochází k přečerpávání tekutiny. V průběhu jedné otáčky dojde k nasátí a vytlačení v každé komoře. U tohoto provedení nelze regulovat průtok.[3]

Charakteristická rovnice pro geometrický objem:
$$V_0 = b * \left[\frac{\pi * (D^2 + d^2)}{4} - a * z * (D - d) \right] \quad (5.1)$$

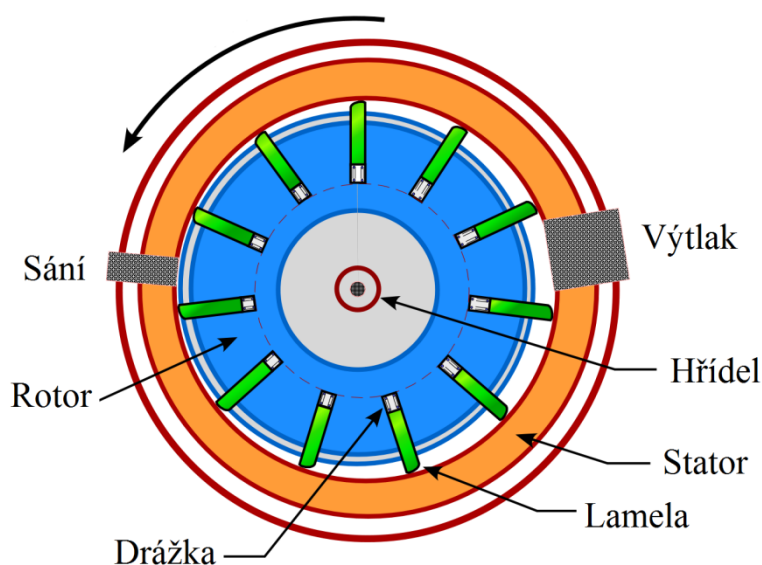


Obr. 5.2. Lamelové čerpadlo s lamelami v rotoru – nevyvážený rotor [4]

a) záporná hodnota výstřednosti;
b) kladná hodnota výstřednosti



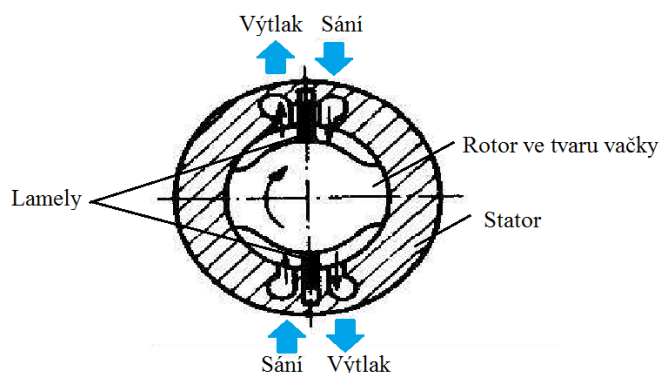
Obr. 5.3. Lamelové čerpadlo s lamelami v rotoru – vyvážený rotor [4]



Obr. 5.4. Popis lamelového čerpadla s lamelami v rotoru [16]

5.2. Lamelová čerpadla s lamelami ve statoru

Princip je obdobný jako u čerpadel s lamelami v rotoru, jedinou odlišností je, že lamely jsou uloženy posuvně v drážce statoru. Čelní plochy lamel dosedávají na rotor ve tvaru vačky, otáčející se ve statoru a tím dochází k čerpání tekutiny. [3]



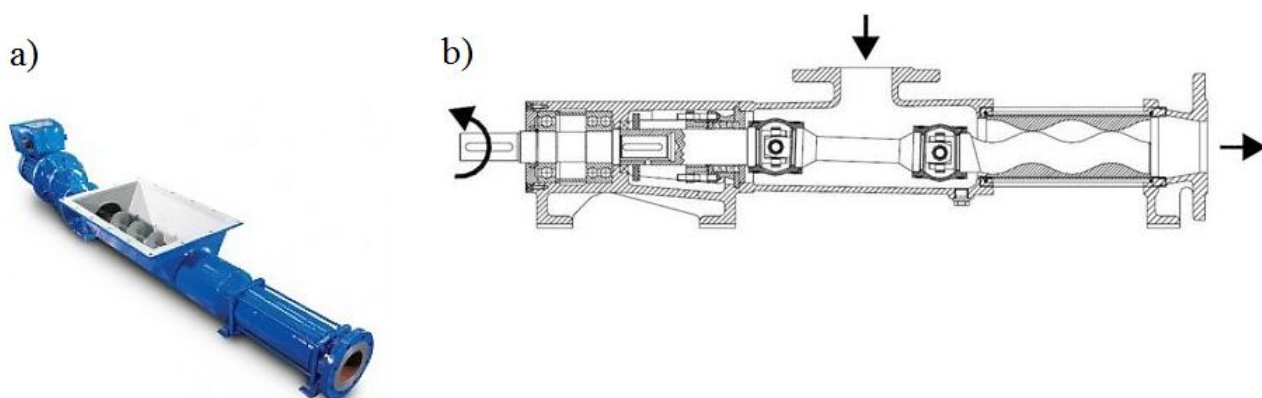
Obr. 5.5. Popis lamelového čerpadla s lamelami ve statoru [1]

Charakteristická rovnice pro geometrický objem:
$$V_0 = b * \left[\frac{\pi * (D^2 + d^2)}{4} - a * z * (D - d) \right] \quad (5.2.)$$

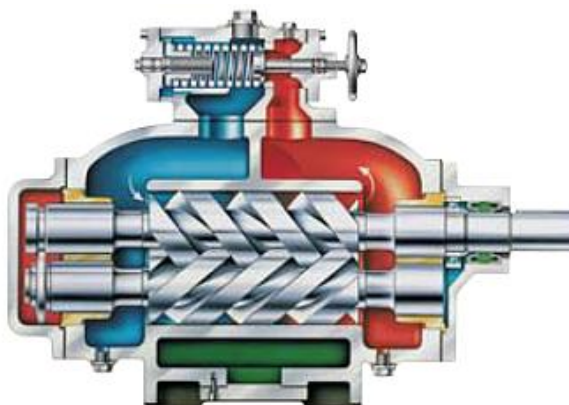
6. Vřetenová čerpadla

Vřetenová nebo také šroubová čerpadla jsou objemová čerpadla. Její hlavní částí jsou šroubovitá vřetena, která mají závit profilu lichoběžníkový, obdélníkový nebo cykloidní. Princip spočívá v uložení vřetena s malými radiálními vůlemi v čerpadlovém prostoru. Tekutina je nasáta ze sacího otvoru otáčením vřetena a tím se tekutina dostane do zubové mezery a je přemístěna podél šroubovice až do výtlačného otvoru. Ve výtlačném prostoru zuby vyběhnou ze záběru a zmenšováním prostoru zubové mezery dojde k vytlačení tekutiny. Z pohledu použitých vřeten lze čerpadla dělit na: jedno-, dvou- nebo tři-vřetenové. [2]

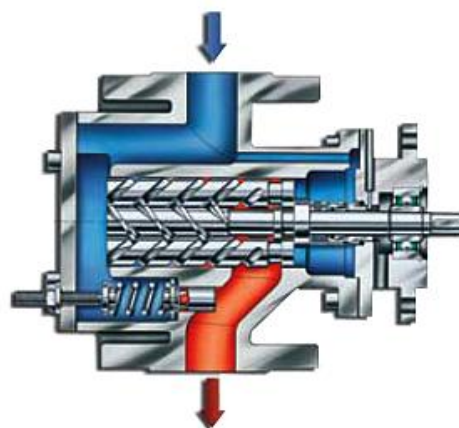
Charakteristická rovnice pro geometrický objem:
$$V_0 = \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2) * t - \left(\pi * D^2 * \frac{\alpha}{360^\circ} - \frac{D^2}{2} * \sin 2\alpha \right) * t, \text{ kde } \alpha = \frac{D+d}{2*D} \quad (6.1.)$$



Obr. 6.1. Jedno-vřetenové čerpadlo [17][18]
a) s Archimédovým šroubem; b) excentrický šnekový rotor



Obr. 6.2. Dvou-vřetenové čerpadlo [17]



Obr. 6.3. Tří-vřetenové čerpadlo [17]

Vlastnosti:

- max. tlak: 1 až 300 barů
- max. průtok: 500 až 12 000 l/min
- viskozita média: cca 0,3 až 1 mil. cP
- max. ot. pohonu: cca 20 až 3000 ot./min.
- teplota média: cca od -10 do 120 až 300 °C (dle konstrukce a materiálu)
- max. velikost pevných částic: 1 až cca 20 mm (dle stoupání a velikosti závitů – největší u Archimédova šroubu)
- délka čerpacích závitů: cca 80 až 3000 mm

- čerpání čisté i užitkové vody
- čerpání močůvky a splašků
- doprava obzvláště viskózních produktů

Výhody:

- pro nízké, střední i vysoké tlaky
- pro nízké, střední i vysoké průtoky
- prakticky pro produkty všech viskozit
- dobré sací schopnosti (vyjma Archimédova šroubu)
- nízká pulsace průtoku i malé vibrace
- možnost čerpat i produkty s pevnými částicemi

Využití:

- potravinářství a chemický průmysl
- cukrovarnictví a škrobárenství
- odpadní vody
- papírenství a zemědělský
- vysokotlaké čištění
- aplikace vyžadující striktní hygienu
- doprava odvodněných kalů

Nevýhody:

- velké rozměry čerpadla
- náročné na přesnost výroby a množství materiálu = vysoká cena
- čím větší požadavek na tlak, tím větší rozměry (délka)
- vliv viskozity produktu na dopravní výkon
- méně přesné dávkování

7. Pístová čerpadla

Pístová čerpadla jsou velmi rozšířená a ze všech druhů čerpadel mají nejlepší vlastnosti: dobrá objemová a celková účinnost, možnost regulovat vysoké tlaky i při nízkých otáčkách. Na rozdíl od všech výše zmíněných čerpadel mají místo rotujícího rotoru nebo ozubeného kola jako hlavní komponentu kruhový píst, který se přímočaře pohybuje ve válci. Co se týče konstrukce pístových čerpadel, existuje velké množství provedení, protože každý výrobce vytváří nové prvky a zlepšení. [2][4]

Rozdělení podle polohy osy pístů:

- axiální pístová čerpadla
- radiální pístová čerpadla

Vlastnosti:

- Max. tlak: cca 200 - 450 barů (axiální) až cca 800 barů (radiální)
- Max. průtok: cca 100 až 3000 litrů/min.
- Max. otáčky: 1000 až 3000 ot/min. (radiální až 25000 ot/min)

- Pro viskozitu: běžně 0 až 100 tis. cP (max. 1 mil. cP)
- Teplota kapaliny: obvykle od -30°C do +120°C (někdy však i přes 200°C)

Využití:

- potravinářský průmysl
- chemický a kosmetický průmysl
- automobilový průmysl
- tiskařský průmysl
- lakovny
- postřikové technologie
- plnicí stroje
- vysokotlakové mazací systémy - olej i vazelína
- vysokotlakové hydraulické systémy
- doprava i velmi hustých kapalin (např. sklenářský tmel)
- čerpání komplikovaných kapalin typu tmel, inkoust, těžké lubrikanty, plastické mazivo apod.
- čerpání plynů (např. pro pneumatické systémy)
- některé mohou běžet naprázdno
- možnost mechanické regulace tlaku a průtoku

Výhody:

- velmi vysoké tlaky
- výborný sací efekt
- přesné dávkování
- pro střední i vysoké otáčky
- jednoduchá údržba
- odolnost
- ideální pro málo a středně viskózní látky
- možnost čerpat i vysoko viskózní látky (i pasty)
- některá provedení i pro čerpání plynů

Nevýhody:

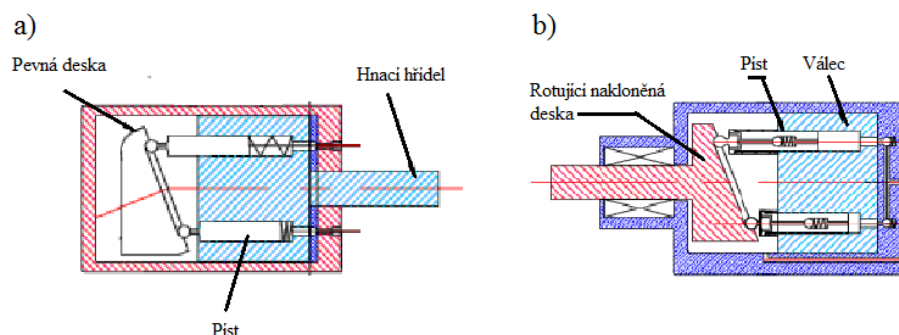
- jen pro menší průtoky
- méně stálý (pulsující) průtok
- složitá konstrukce
- drahá výroba = vysoká prodejní cena
- méně vhodné pro pevné sypké látky
- větší rozměry (v porovnání se zubovkami)

7.1. Axiální pístová čerpadla

Principem axiálních pístových čerpadel je, že písty jsou umístěné ve válci s axiální osou jako komory revolveru. Písty jsou upevněny na šikmé desce, která se otáčí a generuje postupný periodický zdvih. V první polovině pracovního cyklu dojde k pohybu pístů směrem k desce a poté nasátí tekutiny do válců. Následně v druhé polovině cyklu se písty pohybují směrem od desky a vytlačují tekutinu z válců. Současné konstrukce tohoto typu lze dále dělit na:

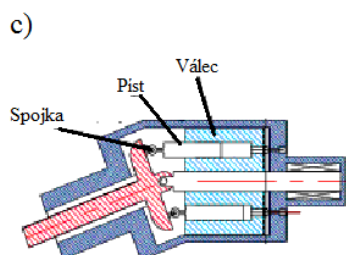
- a) s nerotující nakloněnou deskou (obr. 7.1a) – využívá se pevně uchycené nakloněné desky a pístů otáčejících se dokola pomocí hřídele. Konce pístů se pohybují po nakloněné desce a podle polohy buď písty nasávají, nebo vytlačují tekutinu.
- b) s rotující nakloněnou deskou (obr. 7.1b) – princip funkce je obdobný jako u předchozího provedení. Liší se pouze poháněnou rotující nakloněnou deskou, po které se pohybují konce pístů.
- c) s nakloněným kotoučem (obr. 7.2c) – kotouč poháněný hřídelí je mimo osu pístů. Princip shodný s druhou variantou. [2][4][19]

Charakteristická rovnice pro geometrický objem: $V_0 = z * \frac{\pi * d^2}{4} * h$ (7.1.)



Obr. 7.1. Axiální pístová čerpadla [20]

a) s nerostoucí nakloněnou deskou; b) s rostoucí nakloněnou deskou



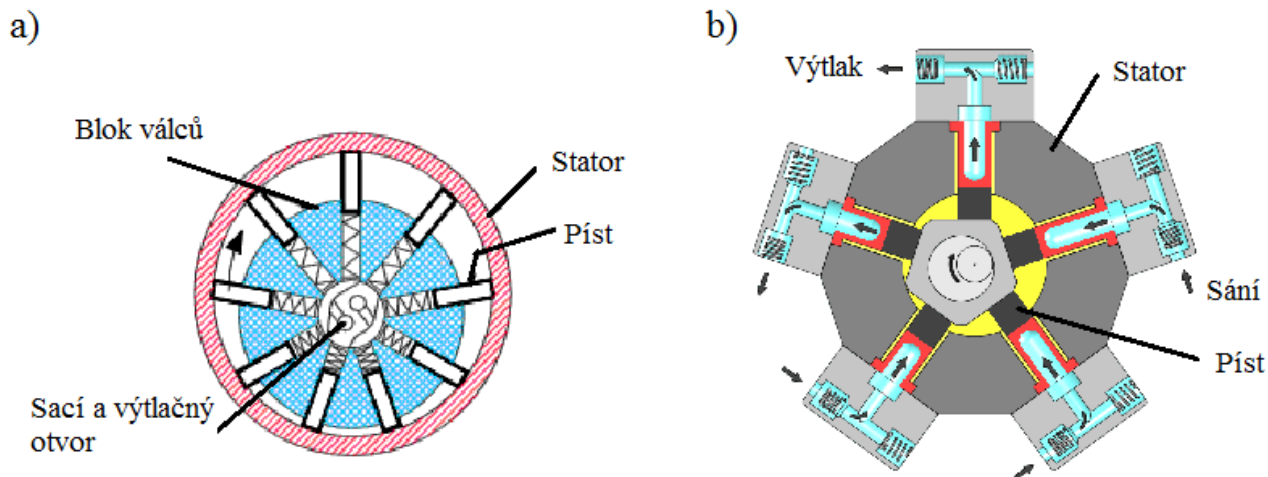
Obr. 7.2. Axiální pístová čerpadla [20]

c) s nakloněným kotoučem

7.2. Radiální pístová čerpadla

Hlavním znakem všech konstrukčních provedení radiálních pístových čerpadel je pohybování pístů přímočarým vratným pohybem ve válci, kde jsou umístěny rovnoměrně po obvodu a osy jsou kolmé na osu rotace hřídele. Na rozdíl od axiálních čerpadel mají menší délku, ale větší průměr. Díky většímu průměru, lze použít větší počet pístů, tím dojde k plynulejšímu průtoku a je možné docílit vyšších tlaků. Jsou používány dvě hlavní koncepce:

- s písty vedenými v rotoru (obr. 7.2a) – rotor je uložený výstředně vůči statoru a otáčí se na středovém čepu, na kterém je blok válců. Čep vytváří pod písty dva oddělené prostory (nasávací a výtlačný prostor). V první části pracovního cyklu se píst vzdaluje od středu (pomocí pružin) a nasává tekutinu ze sacího otvoru, kterou pak při pohybu směrem k ose zase vytlačuje do výtlačného otvoru.
- s písty vedenými ve statoru (obr. 7.2b) – písty se pohybují ve válcích statoru. Koncové části pístů se opírají o výstředník, na kterém jsou kluzně uloženy. Výstředník se otáčí pomocí hnací hřídele a tím jsou písty uvedeny do přímočarého vratného pohybu. V každém válci dochází k nasávání a vytlačování kapaliny. [3][4][19]



Obr. 7.2. Radiální pístová čerpadla [20][21]

Charakteristická rovnice pro geometrický objem: $V_0 = z * \frac{\pi * d^2}{4} * h$ (7.2.)

8. Aktuálně řešený výzkum: Silová analýza cykloidního převodu z polyoxymetylenu u geretorového čerpadla

8.1. Charakteristika POM

Polyoxymetylen (POM) je konstrukční termoplast, který má vysokou tuhost a nízký součinitel tření. Plasty jsou stále častěji používané na výrobu prvků a hydraulických systémů pro čerpadla (těla čerpadel – potrubí a filtry; kola čerpadel, speciální těsnění, hlavy a písty). Použití plastů hydraulických prvků a systémů u čerpadel přináší značné výhody a nevýhody:

Výhody

- konstrukční výhody – snížení hmotnosti, vibrací a hluku
- provozní výhody – vyšší odolnost vůči nečistotám, schopnost pracovat s různými tekutinami včetně vody nebo agresivních chemikálií.
- technologické výhody – možnost vyrábět složité tvary
- ekonomické přínosy – snížení výrobních nákladů

Nevýhody

- snížení pevnosti a nosnosti prvků
- citlivost vůči teplotě

8.2 Návrh gerotorového čerpadla

Na Wroclawské Univerzitě Technologie Ústav konstruování a provozu provádí výzkumné práce o používání plastů při návrhu gerotorových čerpadel. U gerotorových čerpadel vytváří inovativní designové řešení, které přináší značné výhody, jako je jednoduchost, nízká hmotnost, malá velikost, poskytují vysokou dodávku a nízkou pulzaci. Cílem výzkumu je provést silovou analýzu z POM u gerotorového čerpadla, za účelem splnění cíle je nutné udělat tyto úkoly:

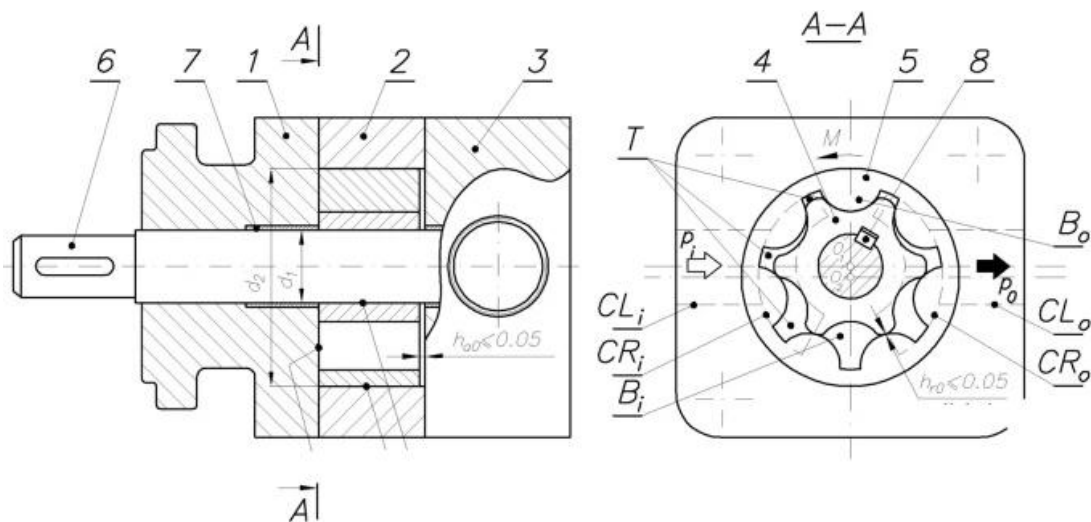
- analyzovat design, princip činnosti a zatížení pro gerotorové čerpadlo
- provést analýzu síly z POM
- analyzovat napětí a deformace v systému pomocí MKP
- definovat principy navrhování POM kola a určit rozsah nosnosti [22]

Detailní řešení cykloidního převodu je znázorněn na obr. 8.2. Na obr.8.2a. je vnější ozubení, kde profil vytvořené ekvidistanty zubu leží ve vzdálenosti g , vztah ke zkrácení k základní epicykloidě vychází z rovnic:

$$x_{eke} = \frac{m}{2} \left[(z_1 + 1) \cos \eta - \lambda \cos(z_1 + 1) \eta + v \frac{\cos \eta - \lambda \cos(z_1 + 1) \eta}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos z_1 \eta}} \right] \quad (8.1)$$

$$y_{eke} = \frac{m}{2} \left[(z_1 + 1) \sin \eta - \lambda \sin(z_1 + 1) \eta + v \frac{\sin \eta - \lambda \sin(z_1 + 1) \eta}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos z_1 \eta}} \right] \quad (8.2)$$

kde x_{eke} , y_{eke} – ekvidistanční poloha; m – převodový modul; z_1 – počet zubů; λ – koeficient hloubky zubu; v – epicykloidní převodový opravný koeficient; η – úhel epicykloidy.



Obr. 8.1. Konstrukce gerotorového čerpadla; 1,2,3 – části těla, 4,5 – cykloidní převod, 6 – hřídel, 7 – ložisko, 8 – pero [22]

Na Obr. 8.2b. je znázorněno vnitřní ozubení. Zuby jsou uspořádány v obloucích o poloměrech r . Poloměr je roven ekvidistanční vzdálenosti g . Oblouky jsou na základní kružnici r_{b2} a jsou spojeny poloměrem roztečné kružnice r_{t2} . Středů na kole rotace O_1 , O_2 jsou mezi sebou posunuty o excentricitu e .

Zuby ozubených kol zůstávají ve stálém kontaktu. Vlivem výrobní a montážní nepřesnosti dochází k radiálním vůlím h_{ro} , vznikajícím mezi zuby ozubených kol a axiálním vůlím h_{ao} , vznikajícím mezi stěnami ozubených kol a stěnou čerpadla (Obr.8.1.). Na základě těchto vůlí by vůle neměly být větší než:

$$h_{ro} \leq 0,05\text{mm}$$

$$h_{ao} \leq 0,05\text{mm}$$

Vůle v oblasti pohybu prvků čerpadla a práce malého množství kapaliny dochází ke snižování objemové účinnosti, ale díky mazání a chlazení se objemová účinnost čerpadla nesnižuje. Plastové ozubení čerpadla je pod vlivem mechanického a hydraulického zatížení. Zátěž způsobuje zvýšení radiální vůle Δh_{rp} a axiální vůle Δh_{ap} , aby se zabránilo snížení objemové účinnosti čerpadla, musí být vyšší než:

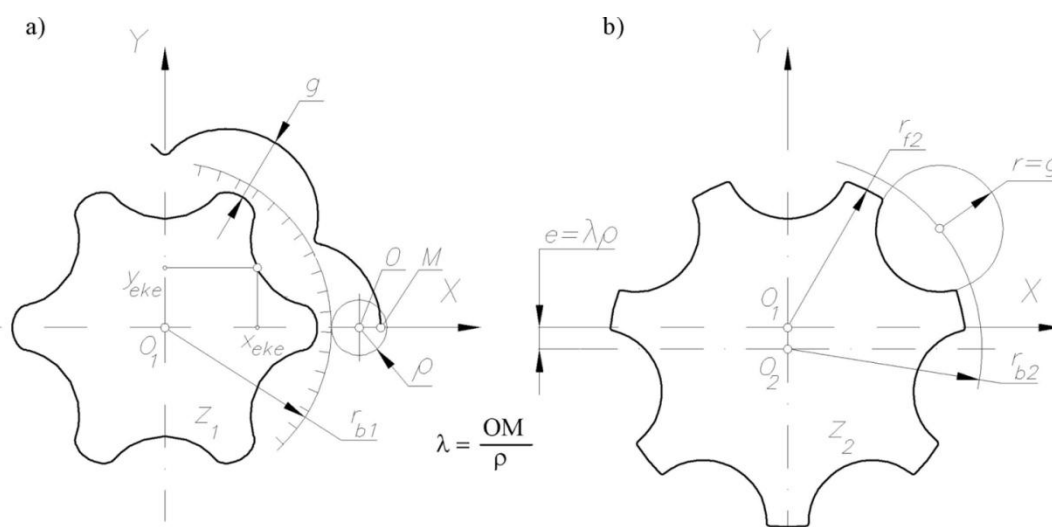
$$\Delta h_{rp} \leq 0,10\text{mm}$$

$$\Delta h_{ap} \leq 0,03\text{mm}$$

Kombinace montážní vůle a vůle v oblasti prvků slouží k získání přípustné hodnoty, která nesmí být překročena. [22]

$$h_r = h_{ro} + \Delta h_{rp} \leq 0,15\text{mm} \quad (8.3.)$$

$$h_a = h_{ao} + \Delta h_{ap} \leq 0,08\text{mm} \quad (8.4.)$$



Obr. 8.2. Zásady navrhování cykloidních převodů: a) vnější ozubení, b) vnitřní ozubení [22]

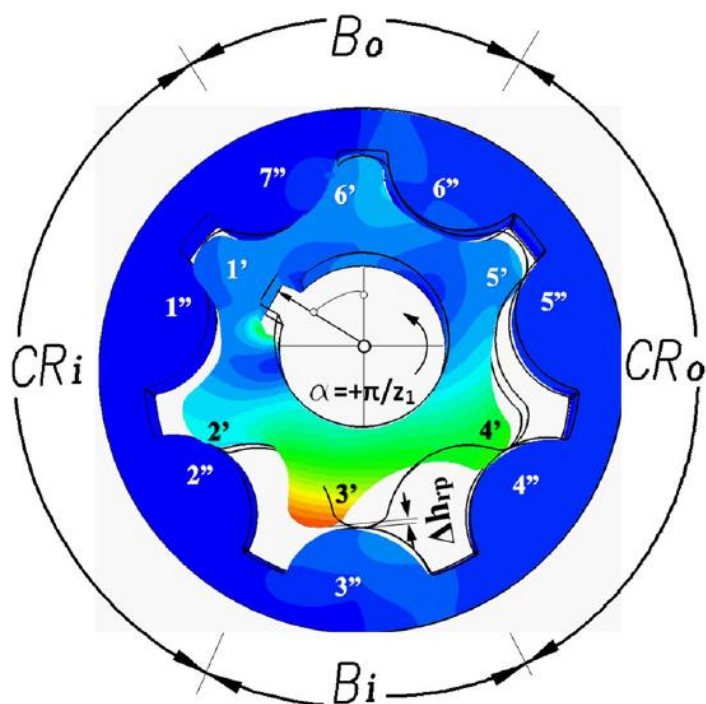
1.1. Výběr a silová analýza POM

Na základě analýzy návrhů a principů gerotorového čerpadla, byl vybrán pro převod plast s následujícími charakteristikami: vysoká pevnost a tuhost, nízká tepelná roztažnost, nízká nasákavost vody a nízká cena materiálu (konkurenceschopná cena ve srovnání ozubených kol z oceli).

Po zvážení všech požadavků bylo rozhodnuto, že vhodný plast pro převod bude polyoxymetylen (POM). Nové materiální vlastnosti POM, lze docílit přidáním přísad, jako je: sklené vlákno nebo uhlíkové vlákno.

Analýza práce gerotorového čerpadla umožňuje pozorovat, že převod je určen: mechanickým únavovým zatížením, tepelnou zátěží vyplývající z vlivu práce, teplotou a třením tekutiny.

Analýza namáhání ozubených kol je znázorněna na Obr. 8.3, kde nejvyšší redukované napětí se vyskytuje vždy v párech zubů na výstupním otvoru, redukované napětí zubů v prostoru vstupního otvoru je nižší. Nejvyšší hodnota deformace se pohybuje v párech zubů, které se snaží překonat oblast Bi. Deformace je patrná z obrázků, kde vidíme černou pevnou linku, která nám znázorňuje nedeformovaný profil ozubení. [22]



Obr. 8.3. Vliv polohy na napětí a deformaci. [22]

Závěr

Cílem bakalářské práce s názvem Konstrukční provedení hydrostatických čerpadel bylo získání znalostí o používaných čerpadlech různých provedení. V úvodu bylo zmíněno základní rozdělení čerpadel podle principu práce a to na hydrostatická a hydrodynamická. Základní rozdíl spočívá v čerpání kapaliny, kdy u hydrodynamických čerpadel nazývaných odstředivá, dochází k nepřímé přeměně mechanické energie na energii kinetickou a potenciální. Zatímco u hydrostatických čerpadel, která jsou objemová, je přímá přeměna mechanické energie na energii potenciální. Dále už jsme se zabývali pouze hydrostatickými čerpadly.

Na začátku práce jsme si hydrostatická čerpadla rozdělili podle konstrukce do čtyř základních typů, kterými jsou zubová, lamelová, vřetenová a pístová čerpadla. Uvedli jsme si základní výpočtové vztahy pro hydrostatická čerpadla, které nám určují skutečný průtok čerpadla, krouticí moment, účinnost, příkon a geometrický objem, kde geometrický objem je jednou ze základních charakteristik čerpadla. Důležitým prvkem čerpadla je také kapalina, která slouží k přenosu energie nebo práce v hydraulickém obvodu. Pro přenos energie se většinou používají kapaliny obsahující vodu s emulzním roztokem nebo syntetické oleje neobsahující vodu. Aby byla zajištěna životnost a spolehlivost kapaliny, je nutné kapalinu filtrovat a odstranit z ní různé formy nečistot. Značné množství poruch na hydraulickém systému je způsobeno právě degradací pracovní kapaliny.

U jednotlivých typů čerpadel je popsán princip funkce, při které dochází k přenosu tekutiny. Princip funkce je doprovázen obrázkem, kde jsou popsány jednotlivé cykly a důležité prvky čerpadla. Jsou zmíněny i základní vlastnosti, využití, výhody a nevýhody. Nejpopulárnějším typem jsou čerpadla zubová, která oproti ostatním typům má jednoduchou konstrukci, samonasávací schopnost, plynulý průtok a přesné dávkování, ale naopak nevýhodou je neschopnost čerpat sypké materiály a možnost regulace geometrického objemu. Lamelová čerpadla naopak oproti zubovým mají možnost regulace objemového průtoku, čerpání tekutin obsahující větší pevné částice díky speciálním lamelám a tichý nenáročný provoz. Největší nevýhodou je složitá konstrukce sestavená z mnoha komponent a tím i vyšší cena. Vřetenová čerpadla stejně jako lamelová mohou čerpat tekutiny s pevnými částicemi, značnou výhodou je nízká pulzace průtoku a malé vibrace, ale naopak nevýhodou jsou velké rozměry, čím větší potřebujeme požadavek na tlak, tím větší potřebujeme délku vřetena. Posledním zmíněným druhem čerpadel jsou pístová, která mají největší přednosti v dosahování velmi vysokých tlaků, možnost přesného dávkování a mají výborný sací efekt. Značnou nevýhodou je, že nemohou čerpat pevné sypké materiály, tak jako zubová čerpadla, mají větší rozměry, pulzující průtok a složitou konstrukci, která se odráží na ceně.

Na závěr práce je zmíněn aktuální řešení výzkum gerotorového čerpadla, který řeší návrh a silovou analýzu gerotorového převodu vyrobeného z termoplastu (POM). Gerotorové čerpadlo z POM má značné výhody, kterými jsou snížení hmotnosti, vibrací a hluku, vyšší odolnost vůči nečistotám, schopnost pracovat s chemicky agresivní tekutinou a cena, ale má to i své nevýhody např. snížení pevnosti a nosnosti prvků. Při výrobě a montáži dochází k radiálním vůlím mezi zuby a axiálními vůlím mezi stěnami kol, dále dochází k vůlím v oblasti prvků čerpadla. V kombinaci všech vůlů by měla být radiální vůle menší než 0,15 mm a axiální vůle menší než 0,08 mm.

Použitá literatura

- [1] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: Celost. vysokošk. příručka pro strojnické fakulty*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1992, 747 s. Technický průvodce. ISBN 80-030-0665-1.
- [2] KOPÁČEK, Jaroslav. *Hydraulické pohony hornických a hutnických strojů a zařízení*. 2. vyd. Ostrava: Editační středisko Vysoké školy báňské v Ostravě, 1968. 333 s.
- [3] PEŇÁZ, Václav a Dušan BENŽA. *Tekutinové mechanismy*. Vyd. 1. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1990, 211 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0082-X.
- [4] PACIGA, Alexander a Jaroslav IVANTYŠYN. *Tekutinové mechanismy*. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 1985, 285 s. ISBN 63-558-85.
- [5] VOJÁČEK, Antonín. Principy průmyslových čerpadel: Zubová čerpadla. *Automatizace.hw* [online]. 2011 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-1dil-zubova-cerpadla>
- [6] Zubové čerpadlo. *Wikipedia* [online]. 2006 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Zubové_čerpadlo
- [7] Gear Pumps. JENNER, Christopher. *Process principles* [online]. 2012 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: <http://processprinciples.com/2012/07/gear-pumps/>
- [8] Gerotor Pump. *Datwiki* [online]. 2011 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: [http://www.datwiki.net/page.php?id=6156&find=positive-displacement%20pump%20\(fluid%20pump\)&searching=yes](http://www.datwiki.net/page.php?id=6156&find=positive-displacement%20pump%20(fluid%20pump)&searching=yes)
- [9] Lobe Pump. *Parag pump and equip* [online]. 2013 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: http://www.paragpumpandequip.com/lobe_pump.htm
- [10] Lobe Pump. *Continuum* [online]. 2010 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: <http://www.continuum.com.my/xylemmain.php>
- [11] VOJÁČEK, Antonín. Principy průmyslových čerpadel: Lobe pumpy. *Automatizace.hw* [online]. 2011 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-2dil-rotacni-lobe-pumpy>
- [12] VOJÁČEK, Antonín. Principy průmyslových čerpadel: Lopatková čerpadla. *Automatizace.hw* [online]. 2011 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-2dil-rotacni-lobe-pumpy>
- [13] Mega Flex Vane Pump. *Megator* [online]. 2012 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: http://www.megator.co.uk/mega_flex.htm
- [14] Blackmer Technology: The Principle of Sliding Vane Pumps. *Blackmer smart energy* [online]. 2010 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: <http://www.blackmersmartenergy.com/blackmertechology/sliding-vane-pumps.html>
- [15] Rotary Moving Vane Pump. *Expertsmind* [online]. 2010 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: <http://www.expertsmind.com/topic/positive-displacement-pumps/rotary-moving-vane-pump-910018.aspx>
- [16] Motors, Hydraulic - Description. *Design Aerospace* [online]. 2012 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: <http://www.daerospace.com/HydraulicSystems/MotorDesc.php>
- [17] VOJÁČEK, Antonín. Principy průmyslových čerpadel: vřetenová čerpadla. *Automatizace.hw* [online]. 2011 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-2dil-rotacni-lobe-pumpy>
- [18] Vřetenové čerpadlo Mono. *Georgia* [online]. 2010 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: <http://www.georgia.cz/mono-rada-w>
- [19] VOJÁČEK, Antonín. Principy průmyslových čerpadel: rotační pístová čerpadla. *Automatizace.hw* [online]. 2011 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-2dil-rotacni-lobe-pumpy>

- [20] Pumps. *Roymech* [online]. 2013 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z:<http://www.roymech.co.uk/Related/Pumps/Rotary%20Positive%20Displacement.html>
- [21] Piston Pumps and Plunger Pumps Information. *Globalspec* [online]. 2009 [cit. 2014-04-27]. Dostupné z:http://www.globalspec.com/learnmore/flow_transfer_control/pumps/piston_plunger_pumps
- [22] STRYCZEK, J, S BEDNARCZYK a K BIERNACKI. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump*. 2013, č. 1, s. 14. Dostupné z:<http://www.sciencedirect.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/S1644966513001581>

Seznam použitých veličin

p	[Pa]	tlak
p_G	[Pa]	tlak čerpadla
p_{ZG}	[Pa]	ztrátový tlak
V	[m ³]	objem
V_0	[m ³]	počáteční objem
T	[K]	teplota
m	[mm]	modul
z	[-]	počet zubů
b	[mm]	šířka zubu
h	[mm]	výška zubu
Q_G	[m ³ /s]	skutečný průtok čerpadla
Q_{tG}	[m ³ /s]	teoretický průtok čerpadla
Q_{ZG}	[m ³ /s]	ztrátový průtok čerpadla
M_G	[Nm]	skutečný kroutící moment čerpadla
M_{tG}	[Nm]	teoretický kroutící moment čerpadla
M_{ZG}	[Nm]	ztrátový kroutící moment čerpadla
P_G	[W]	skutečný příkon čerpadla
P_{tG}	[W]	teoretický příkon čerpadla
G_{pG}	[-]	přenos výkonu
ω	[rad/s]	úhlová rychlost
ρ	[kg/m ³]	hustota
η_{QG}	[-]	průtoková účinnost
η_{pG}	[-]	tlaková účinnost
η_{CG}	[-]	celková účinnost
τ	[Pa]	smykové napětí
μ_k	[Pa.s]	dynamická viskozita
ν	[m ² /s]	kinematická viskozita
dv/dy	[s ⁻¹]	gradient rychlosti
β_p	[Pa ⁻¹]	objemová stlačitelnost
K_k	[Pa]	modul objemové pružnosti
γ	[K ⁻¹]	teplotní roztažnost